

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number :

2000-118429

(43)Date of publication of application : 25.04.2000

(51)Int.Cl.

B62D 7/14
B60K 41/28
B62D 6/00
// B62D101:00
B62D111:00
B62D113:00
B62D137:00

(21)Application number : 10-289026

(71)Applicant : HONDA MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 12.10.1998

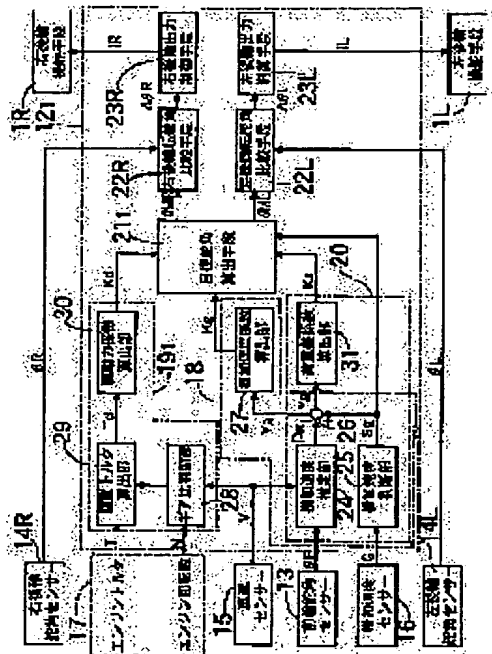
(72)Inventor : MORI ATSUSHI
SHIBAHATA KOJI
AKUTA YOSHIYASU

(54) REAR WHEEL STEERING DEVICE FOR REAR WHEEL DRIVE VEHICLE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To prevent the occurrence of racing at the rear wheel on the turn inner wheel side of right and left rear wheels during a turn, and exhibit the max. ability of the right and left rear wheels, in a rear wheel steering device for a rear wheel drive vehicle the operation of rear wheel steering means and left rear wheel steering means is controlled by a controller according to the running state of a vehicle.

SOLUTION: A controller 121 comprises a turn amount detecting means 18 to detect a turn amount index representing a turn amount of a vehicle responding to turn operation by a driver, a drive and brake force estimating means 191 to estimate a drive and brake power index representing a drive and brake force, and a target steering angle calculating means 211 to calculate each of the target steering angles of right and left wheels so that with the increase of both the turn amount index and the drive and brake force index, toe-in amounts of right and left rear wheels are increased. Based on a target steering angle obtained by the target steering angle calculating means 211, operation of right and left rear wheel steering means is controlled.



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2000-118429

(P2000-118429A)

(43) 公開日 平成12年4月25日 (2000.4.25)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テマコト* (参考)
B 6 2 D 7/14		B 6 2 D 7/14	A 3 D 0 3 2
B 6 0 K 41/28		B 6 0 K 41/28	3 D 0 3 4
B 6 2 D 6/00		B 6 2 D 6/00	3 D 0 4 1
// B 6 2 D 101:00			
111:00			

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 9 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願平10-289026

(22) 出願日 平成10年10月12日 (1998. 10. 12)

(71) 出願人 000005326

本田技研工業株式会社

東京都港区南青山二丁目1番1号

(72) 発明者 森 淳

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会

社本田技術研究所内

(72) 発明者 芝端 康二

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会

社本田技術研究所内

(74) 代理人 100071870

弁理士 落合 健 (外1名)

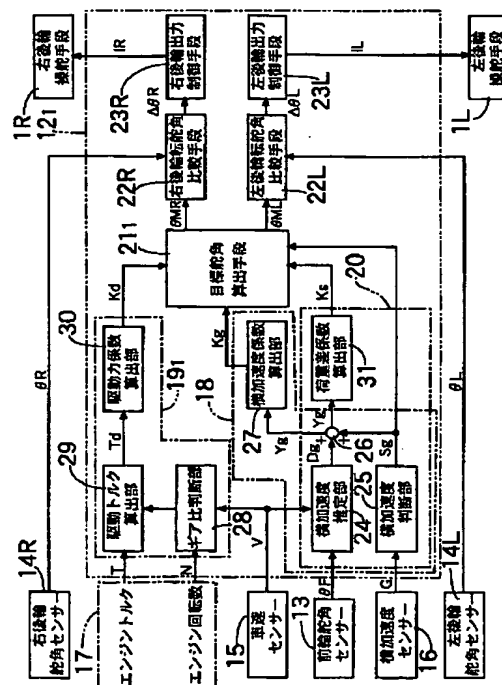
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 後輪駆動車の後輪操舵装置

(57) 【要約】

【課題】 左後輪操舵手段および右後輪操舵手段の作動が、車両の走行状況に応じてコントローラで制御される後輪駆動車の後輪操舵装置において、旋回時に左、右後輪のうち旋回内輪側の後輪で空転が生じることを防止し、左、右後輪の能力を最大限に発揮させ得るようにする。

【解決手段】 コントローラ12は、運転者の旋回操作に応じた車両の旋回量を代表する旋回量指標を検出する旋回量検出手段18と、駆動・制動力を代表する駆動・制動力指標を推定する駆動・制動力推定手段19と、旋回量指標および駆動・制動力指標がともに大きくなるほど左、右後輪のトーイン量が大きくなるように左、右後輪の目標舵角をそれぞれ算出する目標舵角算出手段21とを含み、目標舵角算出手段21で得た目標舵角に基づいて左および右後輪操舵手段の作動を制御する。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 左、右後輪 (W_{RL} , W_{RR}) を相互に独立して転舵可能な左後輪操舵手段 (1 L) および右後輪操舵手段 (1 R) と、車両の走行状況に応じて前記左および右後輪操舵手段 (1 L, 1 R) の作動を制御するコントローラ (1 2₁, 1 2₂) とを備える後輪駆動車の後輪操舵装置において、前記コントローラ (1 2₁, 1 2₂) は、運転者の旋回操作に応じた車両の旋回量を代表する旋回量指標を検出する旋回量検出手段 (1 8) と、左、右後輪 (W_{RL} , W_{RR}) の駆動・制動力を代表する駆動・制動力指標を推定する駆動・制動力推定手段 (1 9₁, 1 9₂) と、前記旋回量検出手段 (1 8) で検出した旋回量指標ならびに前記駆動・制動力推定手段 (1 9₁, 1 9₂) で推定した駆動・制動力指標がともに大きくなるほど左、右後輪 (W_{RL} , W_{RR}) のトーイン量が大きくなるように前記旋回量指標および前記駆動・制動力指標に基づいて左、右後輪 (W_{RL} , W_{RR}) の目標舵角をそれぞれ算出する目標舵角算出手段 (2 1₁, 2 1₂) とを含み、該目標舵角算出手段 (2 1₁, 2 1₂) で得た目標舵角に基づいて前記左および右後輪操舵手段 (1 L, 1 R) の作動を制御することを特徴とする後輪駆動車の後輪操舵装置。

【請求項 2】 前記コントローラ (1 2₁, 1 2₂) は、運転者の旋回操作に応じた旋回量での車両旋回時の旋回内輪から旋回外輪への荷重移動量を代表する荷重移動量指標を算出する荷重移動量算出手段 (2 0) を含み、前記目標舵角算出手段 (2 1₁, 2 1₂) は、前記荷重移動量算出手段 (2 0) で算出した荷重移動量指標が大きいほど旋回外輪の目標舵角のトーイン側への変化量を旋回内輪の目標舵角のトーイン側への変化量よりも小さくして算出することを特徴とする請求項 1 記載の後輪駆動車の後輪操舵装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、左、右後輪を相互に独立して転舵可能な左後輪操舵手段および右後輪操舵手段と、車両の走行状況に応じて前記左および右後輪操舵手段の作動を制御するコントローラとを備える後輪駆動車の後輪操舵装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 左、右後輪を相互に独立して転舵可能な左後輪操舵手段および右後輪操舵手段を備える車両が、たとえば特公平 8-25479 号公報で開示されており、このものでは、車両の旋回時に左、右後輪の軸荷重差が大きくなるほど旋回外輪の舵角よりも旋回内輪の舵角が大きくなるように左、右後輪操舵手段を独立に作動せしめ、旋回内輪の接地荷重減少によるコーナリングフォース減少を舵角増大によるコーナリングフォース増大で補償するようにして、旋回時の左、右後輪のタイヤ性能を最大限に発揮せしめ、操縦安定性の向上を図ってい

る。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 ところが、後輪駆動車両において、旋回内輪の舵角が大きくなるような後輪操舵を行なうと、旋回内輪の横力が増大するので、旋回内輪から旋回外輪側への荷重移動により縮小した旋回内輪のタイヤ性能（摩擦円）を横力のみで使い切ってしまう、旋回内輪の駆動力を路面に十分に伝えられず、旋回内輪の空転を誘発することがある。

【0004】 本発明は、かかる事情に鑑みてなされたものであり、旋回時に左、右後輪のうち旋回内輪側の後輪で空転が生じることを防止し、左、右後輪の能力を最大限に発揮させ得るようにした後輪駆動車両の後輪操舵装置を提供することを目的とする。

【0005】

【課題を解決するための手段】 上記目的を達成するために、請求項 1 記載の発明は、左、右後輪を相互に独立して転舵可能な左後輪操舵手段および右後輪操舵手段と、車両の走行状況に応じて前記左および右後輪操舵手段の作動を制御するコントローラとを備える後輪駆動車の後輪操舵装置において、前記コントローラは、運転者の旋回操作に応じた旋回量を代表する旋回量指標を検出する旋回量検出手段と、左、右後輪の駆動・制動力を代表する駆動・制動力指標を推定する駆動・制動力推定手段と、前記旋回量検出手段で検出した旋回量指標ならびに前記駆動・制動力推定手段で推定した駆動・制動力指標がともに大きくなるほど左、右後輪のトーイン量が大きくなるように前記旋回量指標および前記駆動・制動力指標に基づいて左、右後輪の目標舵角をそれぞれ算出する目標舵角算出手段とを含み、該目標舵角算出手段で得た目標舵角に基づいて前記左および右後輪操舵手段の作動を制御することを特徴とする。

【0006】 このような構成によれば、旋回時には左、右後輪の目標舵角が、車両の旋回量および両後輪の駆動・制動力がともに大きくなるほどトーイン量が大きくなるように定められることになり、左、右後輪のうち旋回内輪側では車輪スリップ角の減少による横力の減少が生じ、左、右後輪のうち旋回外輪側では車輪スリップ角の増大による横力の増大が生じることになる。したがって、車両の旋回に伴う旋回内輪から旋回外輪側への荷重移動が生じることによる旋回内輪の摩擦円半径の減少が生じても、旋回外輪および旋回内輪でのタイヤの摩擦円に対する横力および駆動・制動力の合力の割合を均等化することができ、旋回内輪で空転が生じることを極力防止して、左、右後輪の能力を最大限に発揮させることができる。しかも車両に対してはヨーモーメントを変化させることはないで、旋回方向と逆のヨーモーメント発生による旋回の妨害が生じることもなく、旋回方向と同じ方向のヨーモーメント発生による車両挙動の悪化が生じることもない。

【0007】また請求項2記載の発明は、上記請求項1記載の発明の構成に加えて、前記コントローラは、運転者の旋回操作に応じた旋回量での車両旋回時の旋回内輪から旋回外輪への荷重移動量を代表する荷重移動量指標を算出する荷重移動量算出手段を含み、前記目標舵角算出手段は、前記荷重移動量算出手段で算出した荷重移動量指標が大きいほど旋回外輪の目標舵角のトーイン側への変化量を旋回内輪の目標舵角のトーイン側への変化量よりも小さくして算出することを特徴とする。

【0008】このような請求項2記載の発明の構成によれば、左、右後輪トータルでの横力が変化することがなく、車両の旋回挙動に対する影響が少なく、違和感がない。すなわち左、右後輪において旋回内輪から旋回外輪への荷重移動により、旋回内輪側の接地荷重が減少するのに対し、旋回外輪側の接地荷重は増大するのであるが、舵角の変化量を左、右後輪で同一としたときには、旋回内輪側で減少した横力以上の横力が旋回外輪側で増大することになり、左、右後輪トータルでの横力が変化するものであり、荷重移動量が大きいほど旋回外輪の目標舵角のトーイン側への変化量を旋回内輪の目標舵角のトーイン側への変化量よりも小さくすることにより、左、右後輪トータルでの横力の変化が抑えられるのである。

【0009】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態を、添付図面に示した本発明の一実施例に基づいて説明する。

【0010】図1～図7は本発明の第1実施例を示すものであり、図1は後輪駆動車両の操舵系の構成を示す図、図2はコントローラの構成を示すブロック図、図3は前輪転舵角および車速と横加速度との関係を示す図、図4は横加速度および横加速度係数の関係を示す図、図5は駆動トルクおよび駆動力係数の関係を示す図、図6は横加速度および荷重差係数の関係を示す図、図7は旋回内輪および旋回外輪での摩擦円内での横力の変化を示す図である。

【0011】先ず図1において、この後輪駆動車両には、左、右後輪 W_{RL} 、 W_{RR} に個別に対応した左後輪操舵手段1Lおよび右後輪操舵手段1Rが装備されており、左、右後輪操舵手段1L、1Rは、電動モーター2L、2Rと、電動モーター2L、2Rの出力軸に設けられたウォーム3L、3Rと、該ウォーム3L、3Rに噛合するウォームホイール4L、4Rとを備える。

【0012】前記両ウォームホイール4L、4Rの偏心位置には、図示しないボールジョイントを介してリンク5L、5Rの一端が連結されており、左、右後輪 W_{RL} 、 W_{RR} のナックルアーム6L、6Rに前記リンク5L、5Rの他端が連結される。

【0013】このような左、右後輪操舵手段1L、1Rでは、電動モーター2L、2Rの作動に伴うナックルアーム6L、6Rの回動により左、右後輪 W_{RL} 、 W_{RR} が転

舵されることになり、両電動モーター2L、2Rを相互に独立して作動せしめることにより、左、右後輪 W_{RL} 、 W_{RR} が別々に転舵されることになる。

【0014】一方、ステアリンクハンドル7の転舵力は、ハンドル軸8を介して前輪ステアリング装置9に入力され、さらに該前輪ステアリング装置9からサイドロッド10L、10Rおよびナックルアーム11L、11Rを介して左、右前輪 W_{FL} 、 W_{FR} に伝達され、左、右前輪 W_{FL} 、 W_{FR} はステアリングハンドル7の転舵操作に応じて同相に同角度で転舵されることになる。

【0015】左、右後輪操舵手段1L、1Rにおける電動モーター2L、2Rの作動はコントローラ12_iにより制御されるものであり、このコントローラ12_iには、サイドロッド10Rに付設される前輪舵角センサー13で検出される前輪転舵角 θ_F 、左後輪操舵手段1Lに付設される左後輪舵角センサー14Lで検出される左後輪転舵角 θ_L 、右後輪操舵手段1Rに付設される右後輪舵角センサー14Rで検出される右後輪転舵角 θ_R 、車速センサー15で検出される車速V、横加速度センサー16で検出される車両の横加速度G、ならびに図示しないエンジンの作動を制御するエンジン制御装置17からのエンジントルクTおよびエンジン回転数Nが入力される。

【0016】図2において、コントローラ12_iは、運転者の旋回操作に応じた車両の旋回量を代表する指標を検出する旋回量検出手段18と、非ブレーキ操作時の左、右後輪 W_{RL} 、 W_{RR} の駆動・制動力すなわち駆動力を代表する指標を推定する駆動・制動力推定手段19_iと、左、右後輪における旋回内輪から旋回外輪への荷重移動量を代表する指標を算出する荷重移動量算出手段20と、旋回量検出手段18で検出した指標、駆動・制動力推定手段19_iで推定した指標、荷重移動量算出手段20で算出した指標、ならびに旋回量検出手段18および荷重移動量算出手段20の構成要素たる横加速度判断部25で判断した旋回方向に基づいて左、右後輪 W_{RL} 、 W_{RR} のトーイン側への目標舵角をそれぞれ算出する目標舵角算出手段21_iと、該目標舵角算出手段21_iで算出された左後輪 W_{RL} の目標舵角 θ_{ML} ならびに左後輪舵角センサー14Lで検出した左後輪 W_{RL} の転舵角 θ_L の舵角差 $\Delta\theta_L$ を得る左後輪転舵角比較手段22Lと、前記目標舵角算出手段21_iで算出された右後輪 W_{RR} の目標舵角 θ_{MR} ならびに右後輪舵角センサー14Rで検出した右後輪 W_{RR} の転舵角 θ_R の舵角差 $\Delta\theta_R$ を得る右後輪転舵角比較手段22Rと、左後輪転舵角比較手段22Lで得た舵角差 $\Delta\theta_L$ に基づいて定まる作動量I_Lで左後輪操舵手段1Lにおける電動モーター2Lを作動せしめる左後輪出力制御手段23Lと、右後輪転舵角比較手段22Rで得た舵角差 $\Delta\theta_R$ に基づいて定まる作動量I_Rで右後輪操舵手段1Rにおける電動モーター2Rを作動せしめる右後輪出力制御手段23Rとを備え

る。

【0017】旋回量算出手段18は、車速センサー15で検出した車速 V と、前輪舵角センサー13で検出した前輪舵角 θ_F と、横加速度センサー16で検出した横加速度 G とに基づいて、運転者の旋回操作に応じた車両の旋回量を代表する旋回量指標である横加速度係数 K_g を算出するものであり、横加速度推定部24と、横加速度判断部25と、加え合わせ部26と、横加速度係数算出部27とで構成される。

【0018】横加速度推定部24には、図3で示すように、車両モデルに基づいて前輪舵角 θ_F および車速 V と横加速度 D_g との関係が予め設定されており、加速度推定部24は、前輪舵角センサー13で検出される前輪舵角 θ_F すなわち運転者の旋回操作量と、車速センサー15で検出される車速 V とに基づいて、運転者の旋回操作に応じて生じるであろう横加速度を推定横加速度 D_g として推定することになる。この推定横加速度 D_g の推定にあたって、たとえば左旋回時（右向きの横加速度）には「+」、右旋回時（左向きの横加速度）には「-」が推定横加速度 D_g に付されている。

【0019】横加速度判断部25は、横加速度センサー16で検出される横加速度 G に基づいて、実際に生じた横加速度および旋回方向を判断し、たとえば左旋回時（右向きの横加速度）に「+」、右旋回時（左向きの横加速度）に「-」を付すようにして検出横加速度 S_g を出力する。

【0020】加え合わせ部26では、横加速度推定部24からの推定横加速度 D_g に横加速度判断部25からの検出横加速度 S_g が加算され、その加算結果として得られた横加速度 Y_g が加え合わせ部26から出力される。

【0021】横加速度係数算出部27では、図4で示すように、横加速度 Y_g の絶対値 $|Y_g|$ に応じた横加速度係数 K_g が予め設定されており、加え合わせ部26から入力される横加速度 Y_g に基づく横加速度係数 K_g が、運転者の旋回操作に応じた車両の旋回量を代表する指標として横加速度係数算出部27で算出される。

【0022】このようにして旋回量算出手段18からは車両の旋回量を代表する指標としての加速度係数 K_g が出力されるが、この横加速度係数 K_g は、前輪舵角センサー13で検出される前輪舵角 θ_F ならびに車速センサー15で検出される車速 V に基づいて推定した推定横加速度 D_g と、横加速度センサー16で検出される横加速度 G の判断による検出横加速度 S_g との合算値 Y_g に基づいて算出されるものである。而して推定横加速度 D_g は、運転者の旋回操作に応じて生じるであろう横加速度として推定されるが、実際の車両の走行時には路面状況の変化等により推定横加速度 D_g とは異なる横加速度が生じるものであり、実際に検出した検出横加速度 S_g を推定横加速度 D_g に加算することにより、運転者の旋回操作に応じて生じるであろう横加速度 Y_g が実際の路面

状況により適合して得られることになる。しかもその横加速度 Y_g に基づいて横加速度係数 K_g を横加速度係数算出部27で算出するので、運転者の旋回操作に応じて生じるであろう車両の旋回量を代表する旋回量指標としての横加速度係数 K_g を、実際の路面状況により適合させて得ることができる。

【0023】駆動・制動力推定手段19は、車速センサー15で検出した車速 V と、エンジン制御装置17で得られるエンジントルク T およびエンジン回転数 N とに基づいて、非ブレーキ操作時の左、右後輪 W_{RL} , W_{RR} の駆動力を代表する駆動力指標である駆動力係数 K_d を推定するものであり、ギア比判断部28と、駆動トルク算出部29と、駆動力係数算出部30とを備える。

【0024】ギア比判断部28は、車速センサー15で検出した車速 V と、エンジン制御装置17から入力されるエンジン回転数 N との比に基づいて、エンジンおよび両後輪 W_{RL} , W_{RR} 間のギア比を算出する。

【0025】駆動トルク算出部29は、ギア比判断部28で得られたギア比と、エンジン制御装置17から入力されるエンジントルク T との積に基づいて、両後輪 W_{RL} , W_{RR} の駆動トルク T_d を算出する。

【0026】駆動力係数算出部30では、図5で示すように、駆動トルク T_d の絶対値 $|T_d|$ に応じた駆動力係数 K_d が予め設定されており、駆動トルク算出部29から入力される駆動トルク T_d に基づく駆動力係数 K_d が、両後輪 W_{RL} , W_{RR} の駆動力を代表する指標として駆動力係数算出部30で算出される。

【0027】ところで、この実施例の駆動・制動力推定手段19では、駆動トルク T_d の算出にあたって、エンジン制御装置17からのエンジントルク T およびエンジン回転数 N を用いるようにしているが、エンジン吸気圧およびエンジン回転数 N に基づいて駆動トルク T_d を得ることも可能であり、また前後加速度センサーによる車両の前後加速度検出値に基づいて駆動トルク T_d を推定することも可能である。

【0028】荷重移動量算出手段20は、車速センサー15で検出した車速 V と、前輪舵角センサー13で検出した前輪舵角 θ_F と、横加速度センサー16で検出した横加速度 G とに基づいて、運転者の旋回操作に応じた旋回量での車両旋回時の旋回内輪から旋回外輪への荷重移動量を代表する荷重移動量指標である荷重差係数 K_s を算出するものであり、旋回量算出手段18と共通の構成要素である横加速度推定部24、横加速度判断部25および加え合わせ部26と、荷重差係数算出部31とで構成される。

【0029】荷重差係数算出部31では、図6で示すように、横加速度 Y_g の絶対値 $|Y_g|$ に応じた荷重差係数 K_s が予め設定されており、加え合わせ部26から入力される横加速度 Y_g に基づく荷重差係数 K_s が、荷重差係数算出部31で算出される。しかも前記旋回量算出

手段18と同様に、運転者の旋回操作に応じて生じるであろう横加速度として推定される推定横加速度 D_g と、横加速度センサー16で検出される横加速度 G の判断による検出横加速度 S_g との合算値 Y_g に基づいて荷重差係数 K_s が算出されるので、運転者の旋回操作に応じて生じるであろう旋回量での車両の旋回時における旋回内輪から旋回外輪への荷重移動量を代表する指標を、実際の路面状況により適合させて荷重差係数算出部31で算出することができる。

【0030】目標舵角算出手段21₁には、旋回量検出手段18からの横加速度係数 K_g 、駆動・制動力推定手段19₁からの駆動力係数 K_d 、荷重移動量算出手段20からの荷重差係数 K_s および横加速度判断部25からの検出横加速度 S_g が入力される。

【0031】而して目標舵角算出手段21₁は、先ず横加速度係数 K_g 、駆動力係数 K_d および荷重差係数 K_s を用いて、旋回内輪のトーイン側への目標舵角 θ_{in} と、旋回外輪のトーイン側への目標舵角 θ_{out} とを、次の演算式に従ってそれぞれ演算する。

$$\theta_{in} = K_d \times K_g \cdots \cdots (1)$$

$$\theta_{out} = \theta_{in} / K_s \cdots \cdots (2)$$

上記第(1)、(2)の演算式の実行後に、目標舵角算出手段21₁は、横加速度判断部25からの検出横加速度 S_g に付されている「+」、「-」の符号に基づき、 $S_g > 0$ のときには、左後輪の目標舵角 θ_{ML} および右後輪の目標舵角 θ_{MR} を、

$$\theta_{ML} = \theta_{in} \cdots \cdots (3)$$

$$\theta_{MR} = \theta_{out} \cdots \cdots (4)$$

と定め、また $S_g < 0$ のときには、左後輪の目標舵角 θ_{ML} および右後輪の目標舵角 θ_{MR} を、

$$\theta_{ML} = \theta_{out} \cdots \cdots (5)$$

$$\theta_{MR} = \theta_{in} \cdots \cdots (6)$$

と定める。すなわち $S_g > 0$ である車両の左旋回時には、左後輪 W_{RL} の目標舵角 θ_{ML} が旋回内輪の目標舵角 θ_{in} として定められるとともに右後輪 W_{RR} の目標舵角 θ_{MR} が旋回外輪の目標舵角 θ_{out} として定められ、また $S_g < 0$ である車両の右旋回時には、左後輪 W_{RL} の目標舵角 θ_{ML} が旋回外輪の目標舵角 θ_{out} として定められるとともに右後輪 W_{RR} の目標舵角 θ_{MR} が旋回内輪の目標舵角 θ_{in} として定められることになる。

【0033】左後輪転舵角比較手段22_Lには、前記目標舵角算出手段21₁で算出された左後輪 W_{RL} の目標舵角 θ_{ML} と、左後輪舵角センサー14_Lで検出した左後輪 W_{RL} の転舵角 θ_L が入力されており、該左後輪転舵角比較手段22_Lでは、目標舵角 θ_{ML} および転舵角 θ_L の舵角差 $\Delta\theta_L$ が算出される。また右後輪転舵角比較手段22_Rには、前記目標舵角算出手段21₁で算出された右後輪 W_{RR} の目標舵角 θ_{MR} と、右後輪舵角センサー14_Rで検出した右後輪 W_{RR} の転舵角 θ_R が入力されており、該右後輪転舵角比較手段22_Rでは、目標舵

角 θ_{MR} および転舵角 θ_R の舵角差 $\Delta\theta_R$ が算出される。

【0034】左、右後輪出力制御手段23_L、23_Rは、左、右後輪転舵角比較手段22_L、22_Rで得た舵角差 $\Delta\theta_L$ 、 $\Delta\theta_R$ に基づいて左、右後輪操舵手段1_L、1_Rにおける電動モーター2_L、2_Rを作動量 I_L 、 I_R をそれぞれ定め、その作動量 I_L 、 I_R で電動モーター2_L、2_Rをそれぞれ作動せしめる。

【0035】次にこの第1実施例の作用について説明すると、コントローラ12₁では、旋回量検出手段18において運転者の旋回操作に応じた旋回量を代表する横加速度係数 K_g が検出されるとともに、駆動・制動力推定手段19₁において非ブレーキ操作時の左、右後輪 W_{RL} 、 W_{RR} の駆動・制動力を代表する駆動力係数 K_d が推定され、目標舵角算出手段21₁では、前記横加速度係数 K_g および駆動力係数 K_d に基づき、上記第(1)式に従って、旋回内輪のトーイン側への目標舵角 θ_{in} が($\theta_{in} = K_d \times K_g$)として算出され、また旋回外輪のトーイン側への目標舵角 θ_{out} が目標舵角 θ_{in} を用いて上記第(2)式に従って算出される。すなわち、旋回時に左、右後輪 W_{RL} 、 W_{RR} は、左、右後輪操舵手段1_L、1_Rによってともにトーイン側に転舵されるものであり、両目標舵角 θ_{in} 、 θ_{out} は横加速度係数 K_g および駆動力係数 K_d がともに大きくなるにつれてトーイン側に大きくなり、車両の旋回時には左、右後輪 W_{RL} 、 W_{RR} は、車両の旋回量および両後輪 W_{RL} 、 W_{RR} の駆動・制動力がともに大きくなるほどトーイン量が大きくなるように転舵されることになる。

【0036】この結果、図7で示すように、左、右後輪 W_{RL} 、 W_{RR} のうち旋回内輪側では車輪スリップ角の減少による横力の減少が生じ、左、右後輪 W_{RL} 、 W_{RR} のうち旋回外輪側では車輪スリップ角の増大による横力の増大が生じることになる。したがって、車両の旋回に伴う旋回内輪から旋回外輪側への荷重移動が生じることによる旋回内輪の摩擦円半径の減少が生じて、旋回外輪および旋回内輪でのタイヤの摩擦円に対する横力および駆動・制動力の合力の割合を均等化することができ、旋回内輪で空転が生じることを極力防止して、左、右後輪の能力を最大限に発揮させることができる。しかも車両に対してはヨーモーメントを変化させることはないので、旋回方向と逆のヨーモーメント発生による旋回の妨害が生じることもなく、旋回方向と同じ方向のヨーモーメント発生による車両挙動の悪化が生じることもない。

【0037】またコントローラ12₁は、運転者の旋回操作に応じた旋回量での車両旋回時の旋回内輪から旋回外輪への荷重移動量を代表する荷重移動量指標である荷重差係数 K_s を算出する荷重移動量算出手段20を含むものであり、目標舵角算出手段21₁では、旋回外輪のトーイン側への目標舵角 θ_{out} が、目標舵角 θ_{in} および荷重差係数 K_s を用いて、上記第(2)式の通り(θ

$\theta_{out} = \theta_{in} / K_s$) に算出される。すなわち目標舵角算出手段 21 は、荷重移動量指標である荷重さ K_s が大きいほど旋回外輪のトーイン側への目標舵角 θ_{out} が、旋回内輪のトーイン側への目標舵角 θ_{in} よりも小さくなるようにして、旋回外輪のトーイン側への目標舵角 θ_{out} を算出している。

【0038】このように旋回外輪のトーイン側への目標舵角 θ_{out} および旋回内輪のトーイン側への目標舵角 θ_{in} を定めることにより、左、右後輪 W_{RL} , W_{RR} トータルでの横力が変化することがなく、車両の旋回挙動に対する影響が少なく、違和感がないことになる。すなわち左、右後輪 W_{RL} , W_{RR} において旋回内輪から旋回外輪への荷重移動により、旋回内輪側の接地荷重が減少するのに対し、旋回外輪側の接地荷重は増大するのであるが、舵角の変化量を左、右後輪 W_{RL} , W_{RR} で同一としたときには、旋回内輪側で減少した横力以上の横力が旋回外輪側で増大することになり、左、右後輪 W_{RL} , W_{RR} トータルでの横力が変化するものであり、荷重移動量が大

きいほど旋回外輪の目標舵角 θ_{out} のトーイン側への変化量を旋回内輪の目標舵角 θ_{in} のトーイン側への変化量よりも小さくすることにより、左、右後輪 W_{RL} , W_{RR} トータルでの横力の変化が抑えられるのである。

【0039】上記第 1 実施例では、駆動、制動力推定手段 19 が、非ブレーキ操作時の左、右後輪 W_{RL} , W_{RR} の駆動・制動力すなわち駆動力を代表する指標として駆動力係数 K_d を推定するようにしたが、ブレーキ操作状態での左、右後輪 W_{RL} , W_{RR} の駆動・制動力を代表する駆動・制動力指標を推定するようにすることも可能であり、その場合、駆動トルクから左、右後輪 W_{RL} , W_{RR} の制動力を減算して駆動・制動力を得るようにすればよい。

【0040】図 8 および図 9 は本発明の第 2 実施例を示すものであり、図 8 は図 2 に対応したコントローラの構成を示すブロック図、図 9 は車速および車速係数の関係を示す図である。

【0041】先ず図 8 において、コントローラ 12 は、旋回量検出手段 18 と、左、右後輪 W_{RL} , W_{RR} の駆動・制動力すなわち駆動力を代表する指標を推定する駆動・制動力推定手段としての車速係数算出手段 19 と、荷重移動量算出手段 20 と、旋回量検出手段 18 で検出した指標、車速係数算出手段 19 で推定した指標、荷重移動量算出手段 20 で算出した指標、ならびに旋回量検出手段 18 および荷重移動量算出手段 20 の構成要素たる横加速度判断部 25 で判断した旋回方向に基づいて左、右後輪 W_{RL} , W_{RR} のトーイン側への目標舵角をそれぞれ算出する目標舵角算出手段 21 と、左後輪転舵角比較手段 22 L と、右後輪転舵角比較手段 22 R と、左後輪出力制御手段 23 L と、右後輪出力制御手段 23 R とを備える。

【0042】車速係数算出手段 19 は、車速センサー

15 で検出した車速 V に基づいて、左、右後輪 W_{RL} , W_{RR} の駆動・制動力を代表する駆動・制動力指標である車速係数 K_v を推定するものであり、図 9 で示すように予め設定された車速-車速係数マップに基づいて、車速係数 K_v が車速係数算出手段 19 で算出される。

【0043】ところで、駆動力とは、エンジントルクを变速機のギアで増幅して得られるものであり、ギア比とは大きな相関関係を有するものであり、車速 V が低いときにはギア比が小さく駆動力が比較的大きいと考えられ、また車速 V が高いときにはギア比が高く駆動力が比較的小さいと考えられる。一方、両後輪 W_{RL} , W_{RR} に作用する制動力が比較的大きいときには車速 V が低く、また両後輪 W_{RL} , W_{RR} に作用する制動力が比較的小さいときには車速 V が高いので、車速 V は、両後輪 W_{RL} , W_{RR} の駆動・制動力を反映していると考えられる。したがって車速係数算出手段 19 で車速 V に応じて算出される車速係数 K_v は、駆動・制動力を代表する指標となる。

【0044】目標舵角算出手段 21 には、旋回量検出手段 18 からの横加速度係数 K_g 、駆動・制動力推定手段 19 からの車速係数 K_v 、荷重移動量算出手段 20 からの荷重差係数 K_s および横加速度判断部 25 からの検出横加速度 S_g が入力される。

【0045】而して目標舵角算出手段 21 は、先ず横加速度係数 K_g 、車速係数 K_v および荷重差係数 K_s を用いて、旋回内輪のトーイン側への目標舵角 θ_{in} と、旋回外輪のトーイン側への目標舵角 θ_{out} とを、次の演算式に従ってそれぞれ演算する。

$$\theta_{in} = K_v \times K_g \cdots \cdots (7)$$

$$\theta_{out} = \theta_{in} / K_s \cdots \cdots (8)$$

上記第 (7)、(8) の演算式の実行後に、目標舵角算出手段 21 は、横加速度判断部 25 からの検出横加速度 S_g に付されている「+」、「-」の符号に基づき、 $S_g > 0$ のときには、左後輪の目標舵角 θ_{ML} および右後輪の目標舵角 θ_{MR} を、

$$\theta_{ML} = \theta_{in} \cdots \cdots (9)$$

$$\theta_{MR} = \theta_{out} \cdots \cdots (10)$$

と定め、また $S_g < 0$ のときには、左後輪の目標舵角 θ_{ML} および右後輪の目標舵角 θ_{MR} を、

$$\theta_{ML} = \theta_{out} \cdots \cdots (11)$$

$$\theta_{MR} = \theta_{in} \cdots \cdots (12)$$

と定める。

【0047】この第 2 実施例によっても、上記第 1 実施例と同様の効果を奏することができる。

【0048】以上、本発明の実施例を詳述したが、本発明は上記実施例に限定されるものではなく、特許請求の範囲に記載された本発明を逸脱することなく種々の設計変更を行なうことが可能である。

【0049】たとえば、上記実施例では、車両の旋回時に左および右後輪操舵手段 1L, 1R によって、左、右後輪 W_{RL} , W_{RR} をトーイン側に作動せしめるようにした

後輪操舵装置について説明したが、本発明は、車両の旋回時に左、右後輪 W_{RL} 、 W_{RR} をいずれか一方がトーアウト側となるように作動せしめるようにした後輪操舵装置についても適用可能である。

【0050】

【発明の効果】以上のように請求項1記載の発明によれば、車両の旋回時に旋回内輪で空転が生じることを極力防止して、左、右後輪の能力を最大限に発揮させることができ、旋回方向と逆のヨーモーメント発生による旋回の妨害が生じることもなく、旋回方向と同じ方向のヨーモーメント発生による車両挙動の悪化が生じることもない。

【0051】また請求項2記載の発明によれば、左、右後輪トータルでの横力が変化することがなく、車両の旋回挙動に対する影響が少なく、違和感がない。

【図面の簡単な説明】

【図1】第1実施例における後輪駆動車両の操舵系の構成を示す図である。

【図2】コントローラの構成を示すブロック図である。

【図3】前輪転舵角および車速と横加速度との関係を示す図である。

【図4】横加速度および横加速度係数の関係を示す図で

ある。

【図5】駆動トルクおよび駆動力係数の関係を示す図である。

【図6】横加速度および荷重差係数の関係を示す図である。

【図7】旋回内輪および旋回外輪での摩擦円内の横力の変化を示す図である。

【図8】第2実施例の図2に対応したコントローラの構成を示すブロック図である。

【図9】車速および車速係数の関係を示す図である。

【符号の説明】

1L・・・左後輪操舵手段

1R・・・右後輪操舵手段

121, 122・・・コントローラ

18・・・旋回量検出手段

191・・・駆動・制動力推定手段

192・・・駆動・制動力推定手段としての車速係数算出手段

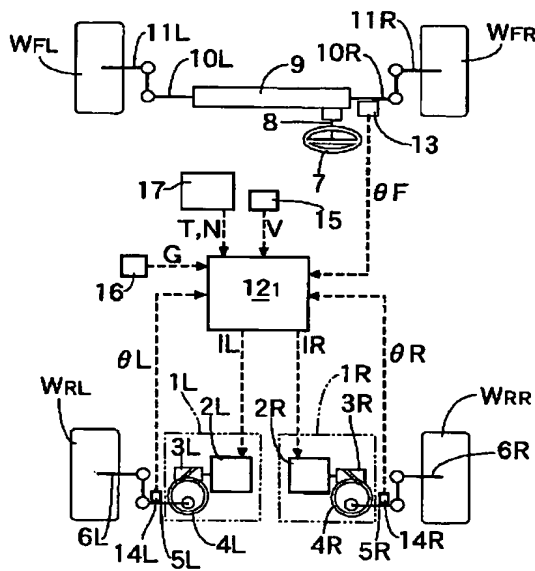
20・・・荷重移動量算出手段

211, 212・・・目標舵角算出手段

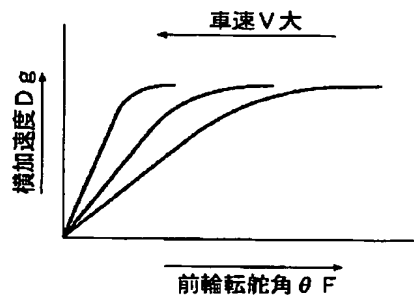
W_{RL} ・・・左後輪

W_{RR} ・・・右後輪

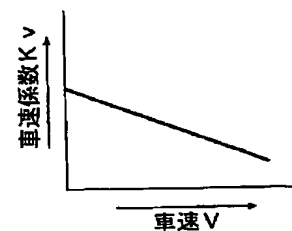
【図1】



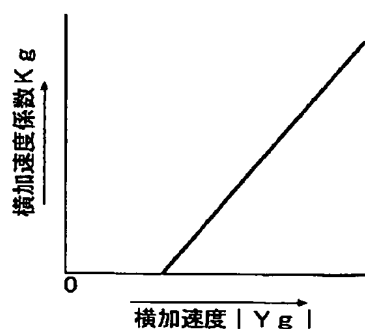
【図3】



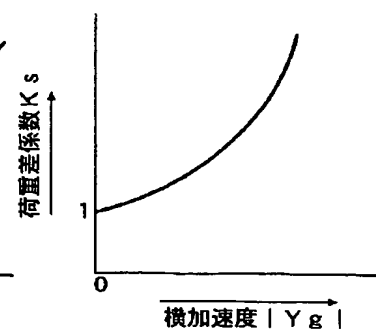
【図9】



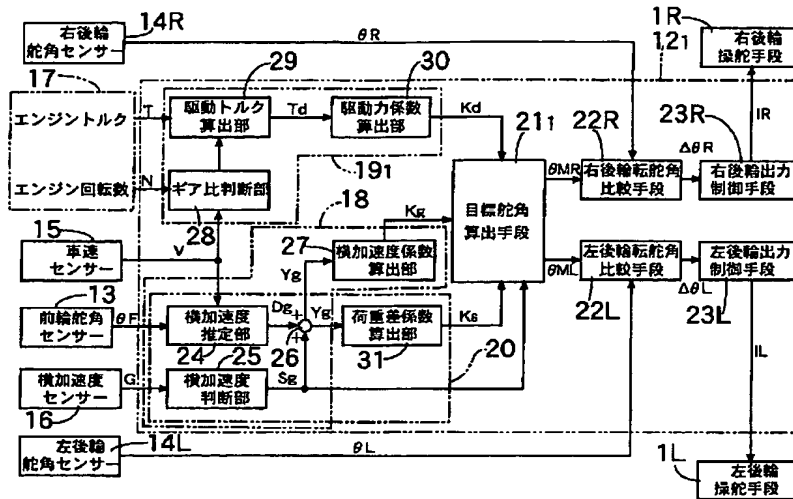
【図4】



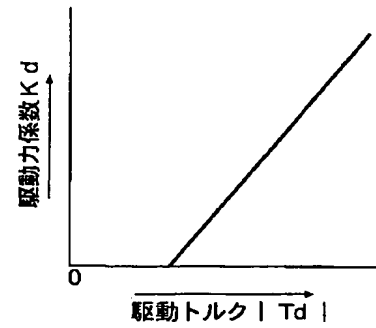
【図6】



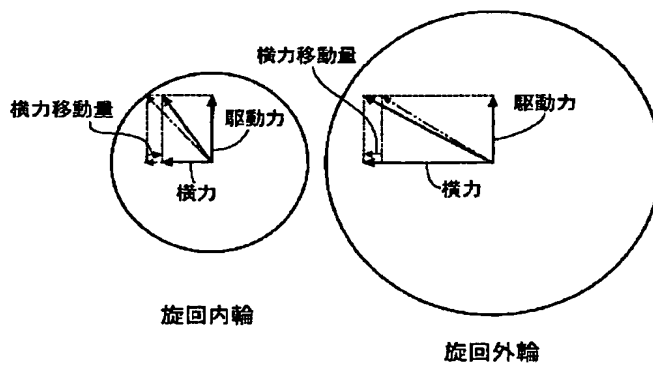
【図2】



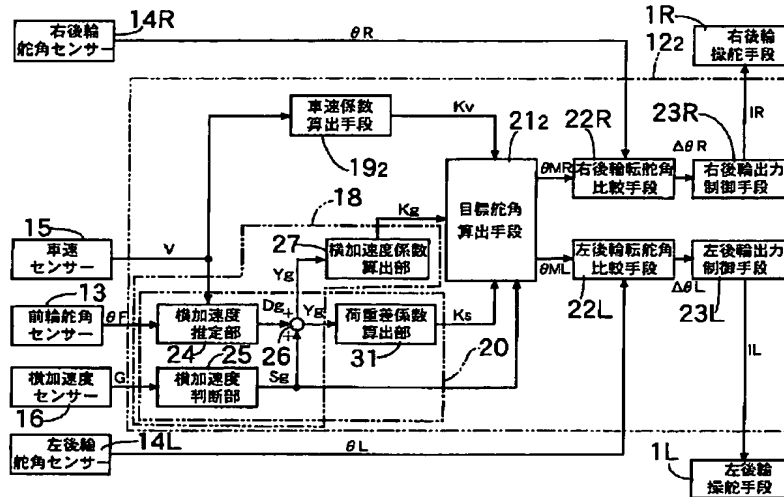
【図5】



【図7】



【図8】



フロントページの続き

(51) Int. Cl.⁷

識別記号

F I

ターマート* (参考)

B 6 2 D 113: 00

137: 00

(72) 発明者 鮑田 好恭

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内

F ターム (参考)

3D032 CC02 DA02 DA06 DA23 DA29
DA48 DA49 DB11 DC08 DD01
DD02 EA06 EB04 EC22 FF03
FF073D034 CA02 CC01 CC02 CC09 CC02
CD04 CD06 CD12 CD13 CE03
CE133D041 AA40 AA47 AB01 AD00 AD02
AD61 AE00